

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

# BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

2019

Tereza Hrudíčková

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh a optimalizace polohovacího  
mechanismu bariérových strojů

Design and Optimization of the Positioning  
Mechanism of Barrier Machines

Student:

Tereza Hrudíčková

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Miroslav Trochta

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra částí a mechanismů strojů

## Zadání bakalářské práce

Student: **Tereza Hruďčková**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení  
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin  
Téma: **Návrh a optimalizace polohovacího mechanismu bariérových strojů**  
**Design and Optimization of the Positioning Mechanism of Barrier Machines**  
Jazyk vypracování: čeština

### Zásady pro vypracování:

Navrhněte nové řešení bezpečnostního mechanismu blokování vnitřního bubnu bariérové pračky s maximální kapacitou 70 kg suchého prádla. Cílem je omezení nebo úplné zabránění otlací plastových vodiček vedení posuvného mechanismu v současném vedení, které se projevuje jako vůle v blokovacím mechanismu. Tvar a popis funkce současného mechanismu budou poskytnuty ve formě výkresů a 3D dat spolupracující firmou. Proved'te následující kroky:

- návrh nové konstrukce blokovacího mechanismu s rotačním uložením blokovacího zubu,
- silový rozbor a pevnostní výpočty mechanismu,
- zpracujte sestavu a další výkresovou dokumentaci dle zadání vedoucího práce.

### Seznam doporučené odborné literatury:

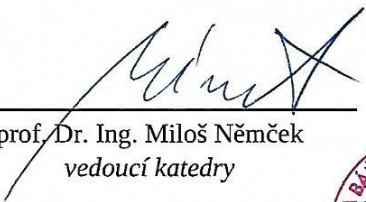
BOLEK, A., KOCHMAN, J. AKOL.: *Části strojů I*. Praha: SNTL, 1989. 776 s. ISBN 80-03-0046-7.  
KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. Ostrava: VŠB-TUO Ostrava, 2007. 91 s. ISBN 978-80 248-1290-8.  
MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB-TUO Ostrava, 2008. 72 s. ISBN 978-80-248-0878-9.  
SHIGLEY, J., E., MISCHKE CH., R., BUDYNAS R., G.: *Konstruování strojních součástí*. Brno: VUTUM, 2010. 1186 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

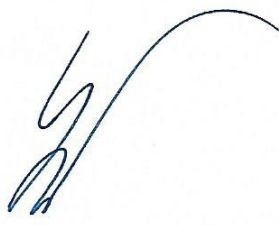
Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Miroslav Trochta**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019

  
\_\_\_\_\_  
prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry



  
\_\_\_\_\_  
prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

#### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci a technickou zprávu vypracovala samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedla jsem všechny použité podklady a literaturu.

K vypracování práce jsem použila interní podklady o současném polohovacím mechanismu získané od firmy Alliance Laundry Systems, Příbor, firma s jejich zveřejněním nesouhlasí, a proto jsou uvedeny v technické zprávě.

V Ostravě dne 20. května 2019.

Tereza Hrudčiková

Podpis studenta

Prohlášení spolupracující osoby

Souhlasím se zveřejněním této bakalářské práce dle požadavků čl. 6, odst. 9 Studijního a zkušebního řádu pro studium v bakalářských studijních programech VŠB-TU Ostrava.

Spolupracující firma: Alliance Laundry CE s.r.o., Příbor

Jméno a příjmení oprávněné osoby:

V Ostravě dne 20. května 2019.

**Alliance**  
Laundry Systems  
PETR PRÁVSKÝ  
Alliance Laundry Systems s.r.o.  
742 58 Příbor IČO: 25491914, C:29451  


Podpis oprávněné osoby

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на вѣдомі, že – podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 20. května 2019.



Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:

Tereza Hrudíčková

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Nádražní 433, Studénka

## Poděkování

Děkuji vedoucímu mé bakalářské práce, Ing. Miroslavu Trochtovi, za trpělivost, ochotu a za obstarání měření, které bylo k vypracování práce klíčové. Také děkuji Ing. Tomáši Lecovi za pomoc při orientaci v problematice a za cenné rady a připomínky z praxe.



## ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

HRUDIČKOVÁ, T. *Návrh a optimalizace polohovacího mechanismu bariérových strojů: Bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2019, 36 s. Vedoucí práce: Trochta, M.

Bakalářská práce se zabývá změnou konstrukce existujícího polohovacího mechanismu bariérových strojů a odstraněním jeho nedostatků. Blokovací element mechanismu bude opatřen ramenem a uložen rotačně na čepu. Sousední komponenty budou ponechány z původního mechanismu nebo budou upraveny. Bude vytvořen rozbor a výpočet sil působících na element v procesu zamykání a v zamčené pozici. K výpočtu rázové síly od bubnu s mokrým prádlem v procesu zamykání bude uskutečněno měření. Vzhledem k velikosti rázové síly bude pro uložení čepu použit silentblok, který tuto sílu utlumí. Nakonec bude provedena kontrola čepu na otlačení a ohyb.

## ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

HRUDIČKOVÁ, T. *Design and Optimization of the Positioning Mechanism of Barrier Machines: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2019, 36 p. Thesis head: Trochta, M.

Main subject of the bachelor thesis is a design change of already existing positioning mechanism of barrier machines and removal of its defects. The blocking element of the mechanism will be provided with a branch and is kept rotationally on a spigot. The other components remain same from the previous mechanism or are changed. The forces in positioning mechanism are evaluated separately for a process of closing and for a closed position. For evaluating the impact force from a drum with wet laundry in a process of closing there will be implemented a measurement. Due to a considerably large impact force a silentblock will be inserted and it will partly absorb the force. The spigot is then controlled for impression and bend.

## Obsah

|   |    |
|---|----|
| Seznam použitých značek a symbolů.....                              | 9  |
| Úvod.....   | 12 |
| 1 Typy používaných polohovacích mechanismů bariérových praček ..... | 13 |
| 1.1 Třecí typ.....  | 13 |
| 1.2 Mechanický typ .....  | 13 |
| 2 Rozbor současného mechanismu .....                                | 15 |
| 2.1 Problematika současného mechanismu .....                        | 15 |
| 3 Návrh řešení .....  | 16 |
| 3.1 Blokovací element.....  | 17 |
| 3.2 Uložení čepu.....   | 18 |
| 3.3 Úprava původních komponent .....                                | 19 |
| 4 Výpočty.....  | 21 |
| 4.1 Výpočet sil v zamčeném stavu .....                              | 21 |
| 4.2 Výpočet rázové síly pro stav v průběhu zamykání.....            | 27 |
| 5 Závěr .....   | 35 |
| 6 Seznam příloh .....   | 36 |
| 7 Citace .....  | 37 |

## Seznam použitých značek a symbolů

|           |                       |  |
|-----------|-----------------------|--|
| $a$       | [m·s <sup>-2</sup> ]  | - zrychlení/zpomalení  |
| $a_0$     | [m·s <sup>-2</sup> ]  | - naměřené zrychlení/zpomalení                                 |
| $d$       | [mm]                  | - průměr čepu  |
| $D_1$     | [mm]                  | - vnější průměr pouzdrové pružiny                              |
| $d_1$     | [mm]                  | - vnitřní průměr pouzdrové pružiny                             |
| $d_{2M6}$ | [mm]                  | - průměr závitu M6   |
| $d_{3M4}$ | [mm]                  | - průměr závitu M4   |
| $d_A$     | [mm]                  | - průměr čepu v kritickém místě A                              |
| $d_B$     | [mm]                  | - průměr čepu v kritickém místě B                              |
| $d_C$     | [mm]                  | - průměr čepu v kritickém místě C a D                          |
| $d_i$     | [mm]                  | - průměr čepu v daném místě                                    |
| $F$       | [N]                   | - síla   |
| $F'_t$    | [N]                   | - původní třecí síla   |
| $F_o$     | [N]                   | - osová síla od motoru   |
| $F_p$     | [N]                   | - síla od tlačné pružiny                                       |
| $F_R$     | [N]                   | - rázová síla  |
| $F_s$     | [N]                   | - statická síla  |
| $F_{sx}$  | [N]                   | - x-ová složka statické síly v lokálním souřadném systému      |
| $F_{sxx}$ | [N]                   | - x-ová složka statické síly v absolutním souřadném systému    |
| $F_{sy}$  | [N]                   | - ypsilonová složka statické síly v lokálním souřadném systému |
| $F_t$     | [N]                   | - třecí síla   |
| $F_{TZ}$  | [N]                   | - třecí síla v závitu  |
| $f_z$     | [-]                   | - součinitel smykového tření na závitu                         |
| $f_{zb}$  | [-]                   | - součinitel smykového tření na zubu                           |
| $I$       | [kg·m <sup>2</sup> ]  | - moment setrvačnosti  |
| $k$       | [N·mm <sup>-1</sup> ] | - tuhost tlačné pružiny  |
| $l$       | [mm]                  | - délka  |
| $l_0$     | [mm]                  | - základní délka pružiny                                       |
| $L_1$     | [mm]                  | - délka pouzdrové pružiny                                      |

|               |                            |   |
|---------------|----------------------------|---|
| $l_1$         | [mm]                       | - stlačení pružiny                                  |
| $L_2$         | [mm]                       | - celková délka pouzdrové pružiny                   |
| $L_A$         | [mm]                       | - rameno síly na čepu pro kritické místo A          |
| $L_B$         | [mm]                       | - rameno síly na čepu pro kritické místo B          |
| $L_C$         | [mm]                       | - rameno síly na čepu pro kritické místo C          |
| $L_D$         | [mm]                       | - rameno síly na čepu pro kritické místo D          |
| $L_i$         | [mm]                       | - rameno síly na čep v daném místě                  |
| $M$           | [N·m]                      | - krouticí moment                                   |
| $M_M$         | [N·m]                      | - krouticí moment od motoru                         |
| $M_R$         | [N·m]                      | - ohybový moment od rázové síly na rameni x         |
| $M_o$         | [N·m]                      | - ohybový moment od rázové síly                     |
| $M_{TZ}$      | [N·m]                      | - třecí moment v závitu                             |
| $n$           | [ot. · min <sup>-1</sup> ] | - otáčky motoru                                     |
| $p$           | [MPa]                      | - tlak  |
| $P$           | [W]                        | - výkon motoru                                      |
| $p_D$         | [MPa]                      | - dovolený tlak                                     |
| $P_h$         | [mm]                       | - stoupání závitu                                   |
| $r$           | [mm]                       | - rameno síly                                       |
| $Re$          | [MPa]                      | - mez kluzu   |
| $r_m$         | [m]                        | - poloměr, na kterém probíhalo měření               |
| $S$           | [mm <sup>2</sup> ]         | - plocha  |
| $t$           | [s]                        | - trvání první špičky rázu zastavení bubnu          |
| $t_o$         | [s]                        | - trvání první špičky rázu zastavení bubnu z měření |
| $W_o$         | [mm <sup>3</sup> ]         | - průřezový modul v ohybu                           |
| $x$           | [mm]                       | - rameno rázové síly v ohybu                        |
| $\alpha$      | [°]                        | - úhel závitu                                       |
| $\beta$       | [°]                        | - úhel statické síly                                |
| $\gamma$      | [°]                        | - úhel hrany zubu                                   |
| $\delta$      | [°]                        | - úhel mezi ramenem a osou x                        |
| $\varepsilon$ | [s <sup>-2</sup> ]         | - úhlové zrychlení/zpomalení                        |
| $\sigma_o$    | [MPa]                      | - ohybové napětí                                    |

|                |       |   |
|----------------|-------|---|
| $\sigma_{oFR}$ | [MPa] | - ohybové napětí na čepu v místě působení rázové síly |
| $\sigma_{oA}$  | [MPa] | - ohybové napětí na čepu v kritickém místě A          |
| $\sigma_{oB}$  | [MPa] | - ohybové napětí na čepu v kritickém místě B          |
| $\sigma_{oC}$  | [MPa] | - ohybové napětí na čepu v kritickém místě C          |
| $\sigma_{oD}$  | [MPa] | - ohybové napětí na čepu v kritickém místě D          |
| $\psi$         | [°]   | - úhel stoupání závitu                                |
| $\varphi'$     | [°]   | - třecí úhel závitu                                   |

## Úvod

Bariérové stroje neboli bariérové pračky jsou určeny do provozů s velkou kapacitou prádla a s vysokými požadavky na hygienu. Využívají se převážně v nemocnicích a jiných zdravotnických zařízeních, ale mohou se vyskytovat i ve velkých ubytovacích resortech. V takovýchto provozech je třeba z hlediska hygieny oddělit tzv. špinavý provoz a čistý provoz. Tyto provozky jsou od sebe odděleny hygienickou stěnou. Špinavé prádlo se tudíž nakládá na jedné straně pračky a vykládá se na straně druhé. [1]

Je tedy nutné, aby se buben pračky dal zastavit dvířky na straně špinavého provozu a následně i na straně čistého provozu. K tomu slouží polohovací mechanismus bariérové pračky.

Polohovací mechanismus plní mimo polohování ještě další funkce. Zastavuje rotující buben pračky a zamezuje pootočení bubnu při nakládání a vykládání prádla. Tím zároveň zajišťuje bezpečnost obsluhy stroje.



Obr. 0.1 – Hygienická pračka MB70 [2]

## Cíle práce

Cílem práce je navrhnout takový mechanismus, který:

- bude mít blokovací element rotačně uložen,
- odolá rázové síle od bubnu pračky,
- bude plnit základní funkce polohovacího mechanismu pračky,
- bude elektricky ovládaný.

Dále je kladen důraz na hospodárnost výroby a využití komponent z původního řešení.

## 1 Typy používaných polohovacích mechanismů bariérových praček

V praxi se používají převážně dva typy polohovacích mechanismů, třecí a mechanický.

### 1.1 Třecí typ

Třecí typ polohovacího mechanismu má brzdou v podobě čelistí, které sevrou kotouč spojený s vnitřním bubnem. Nevýhodou tohoto provedení je nepřesné polohování dvířek vnitřního bubnu.

Používá se také provedení s elektromotorem a instalovanou třecí brzdou ovládanou elektromagneticky. Tady je nevýhodou automatické sevření čelistí při výpadku proudu, a tedy i s tím spojené rychlé opotřebení brzdy. Obr. 1.1 byl dodán spolupracující firmou.

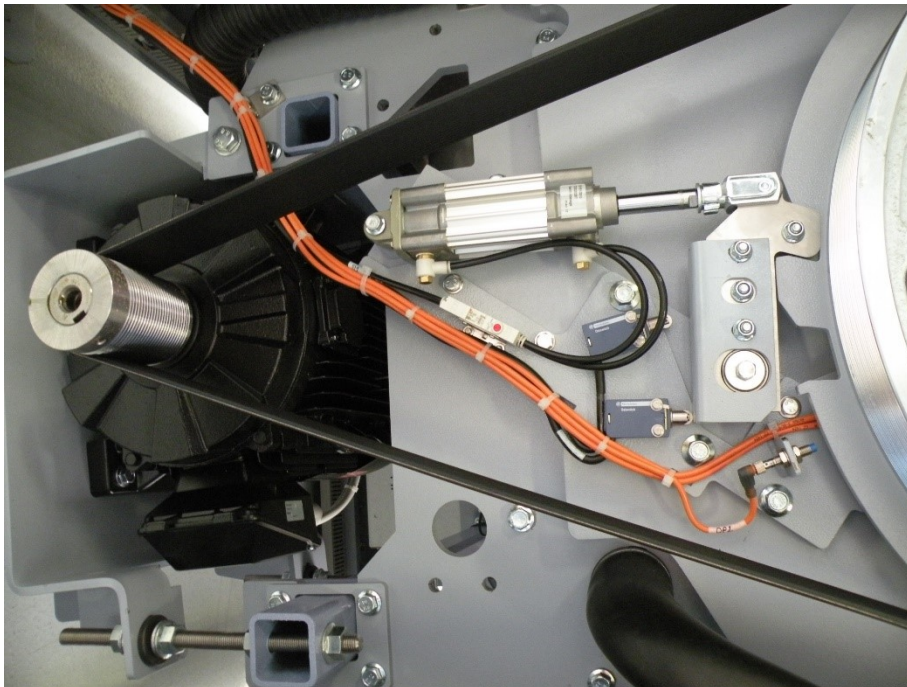


*Obr. 1.1 – Třecí typ polohovacího mechanismu*

### 1.2 Mechanický typ

Mechanický typ polohovacího mechanismu je přesný z hlediska polohování vnitřního bubnu. Není však opatřen brzdou. Pro zastavení bubnu zde slouží blokovací element. Tento element rychle zajede do protikusu v rotujícím blokovacím disku spojeném s vnitřním bubnem pračky. Blokovací element musí být uzpůsobený rázovému namáhání.

Mechanický typ může být modifikován použitím pneumatického válce (viz obr. 1.2). Toto řešení ale není vždy vhodné, neboť použití stlačeného vzduchu není všude možné. Vhodnější a rozšířenější jsou elektricky ovládané mechanismy. Obr. 1.2 byl dodán spolupracující firmou.



*Obr. 1.2 – Polohovací mechanismus s pneumatickým válcem*



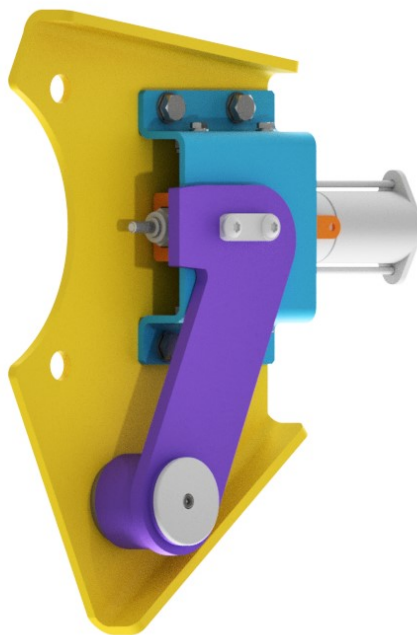
## 2 Rozbor současného mechanismu

Schéma současného mechanismu s popisem je k nahlédnutí v technické zprávě v kapitole 1. [3]

### 2.1 Problematika současného mechanismu

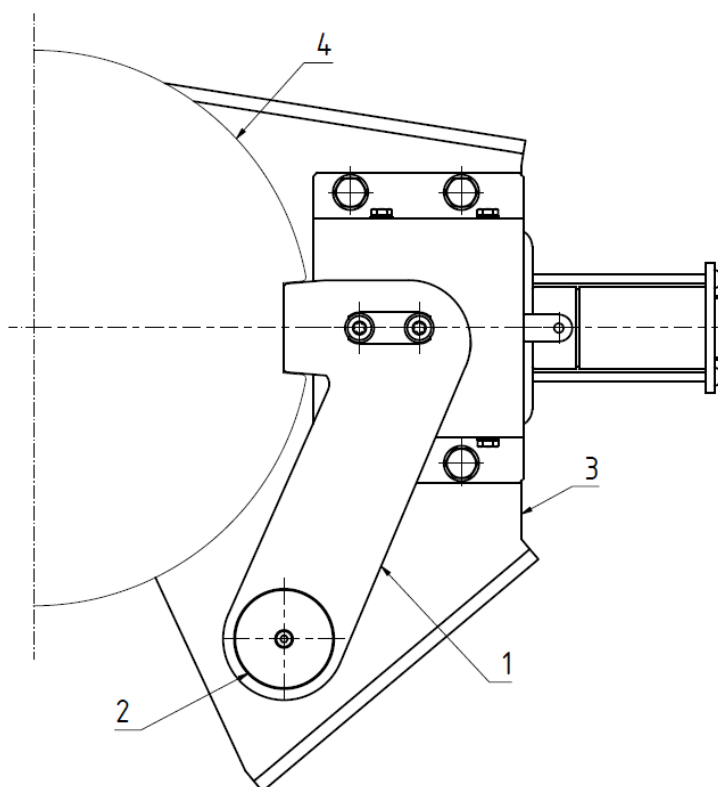
Řešený polohovací mechanismus je mechanického typu. Blokovacím elementem je zde tzv. zub, který je posuvně uložen v lineárním vedení. Zub je po bocích opatřen plastovými vodítky, která se v důsledku rázového namáhání otlačují. Z toho důvodu vzniká mezi boky zubu a vedením vůle. Tato vůle způsobuje nepřesné polohování vnitřního bubnu vůči vnějšímu. Také dovoluje volné otáčení vnitřního bubnu v rozsahu několika stupňů. Tyto problémy ztěžují práci obsluhy pračky.

### 3 Návrh řešení



*Obr. 3.1 – 3D model navrženého mechanismu*

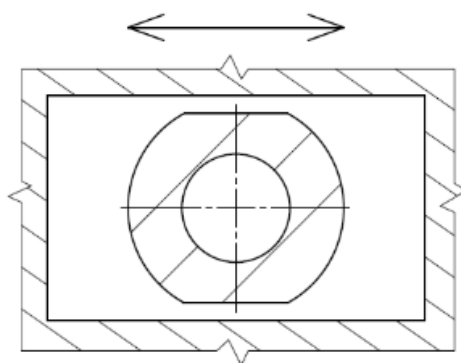
Schéma navrženého mechanismu je zobrazeno na obr. 3.2. Blokovací element (1) je zároveň rameno otáčející se na čepu. Čep (2) je uchycený k základně (3), která současně nese celý mechanismus. Posuv, nebo v tomto případě rotace, blokovacího elementu je vyřešena stejně jako v původním provedení (viz [3]).



*(1 – Blokovací element, 2 – Čep, 3 – Základna, 4 – Blokovací disk)*

*Obr. 3.2 – Schéma navrženého řešení*

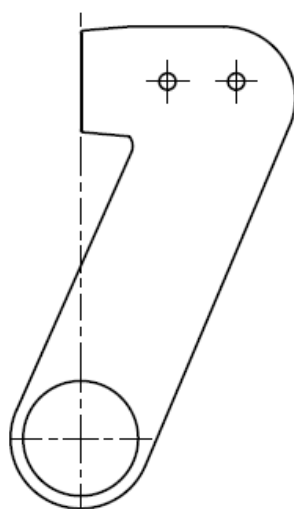
Zub je spojen s posuvníkem jako v původním provedení, tedy pomocí šroubů. Posuvník se otáčí společně se zubem. Posuvník je oproti původnímu provedení opatřen obdélníkovým otvorem, ve kterém jezdí pohybová matice. Tato matice je zhotovena z kulatiny a po bocích je ofrézována. Její tvar je tak přizpůsoben otvoru v posuvníku. Pohybová matice v otvoru posuvníku je vyobrazena na obr. 3.3. Šipka na obrázku značí směr pohybu matice při otáčení ramene.



*Obr. 3.3 – Pohybová matice v otvoru posuvníku*

### 3.1 Blokovací element

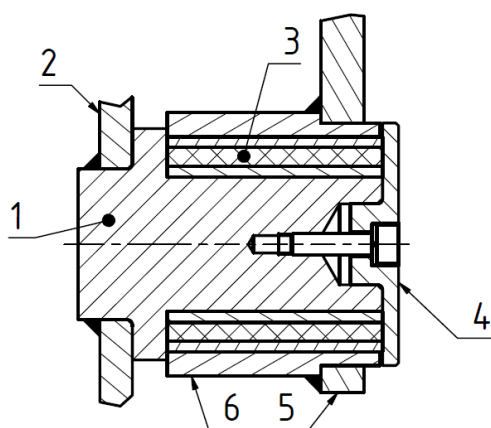
Tvar blokovacího elementu neboli zubu je zřejmý z obr. 3.4. V rameni elementu je otvor, jehož osa je umístěná na svislici od hrany blokovací části. Do tohoto otvoru se přivaří ocelová trubka, která se nasadí na čep.



*Obr. 3.4 – Tvar zubu*

### 3.2 Uložení čepu

Uložení čepu je zobrazeno na obr. 3.5. Čep (1) je přivařen k základně (2). Na čep je nasunuto rameno složené ze zubu (5) a trubky (6). Do ocelové trubky je nalisována pouzdrová pružina (3). Rameno je proti vysunutí pojištěno koncovkou (4), a ta je připevněna k čepu šroubem s vnitřním šestihranem. Díky nalisování čepu do základny po osazení je lépe zaručena kolmost čepu vůči základně. K tomu přispívá i koutový svar z druhé strany základny, který k ní po ochlazení čep tzv. přitáhne.



(1 – Čep, 2 – Základna, 3 – Pouzdrová pružina, 4 – Koncovka, 5 – Zub, 6 – Trubka)

Obr. 3.5 – Uložení čepu

Pouzdrová pružina (3) slouží jako silentblok, který utlumí rázovou sílu od zastavení bubnu. Čep pak není tolik namáhán na otlačení a ohyb od této síly. Použitá pouzdrová pružina je značky Trelleborg Bohemia a. s.

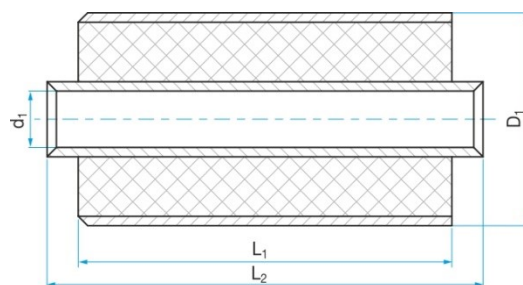
#### Parametry pouzdrové pružiny [4]:

vnitřní průměr  $d_1 = 25$  mm,

vnější průměr  $D_1 = 40$  mm,

délka  $L_1 = 40$  mm,

celková délka  $L_2 = 40$  mm.



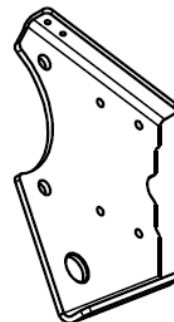
Obr. 3.6 – Pouzdrová pružina [4]

### 3.3 Úprava původních komponent

Aby se předešlo zbytečnému návrhu a výrobě nových strojních součástí, je velká část původních komponent ponechána nebo upravena. Upravené komponenty jsou vypsány níže. Jejich původní tvar je k nahlédnutí v technické zprávě (viz [3]).

#### Základna

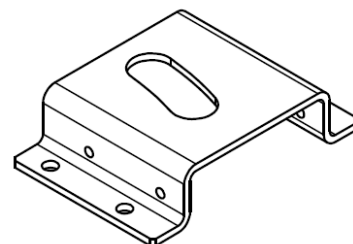
Základna je směrem dolů prodloužena a opatřena otvorem pro uchycení čepu. Otvory pro montáž základny jsou ponechány stejné. Taktéž jsou ponechány i otvory pro montáž krytu mechanismu.



Obr. 3.7 – Základna po optimalizaci

#### Kryt

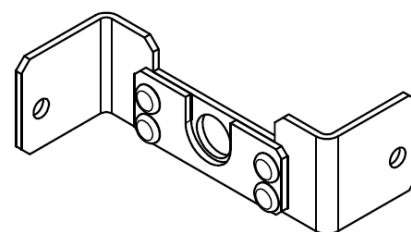
Kryt je zepředu opatřen drážkou pro pohyb posuvníku se zubem. Otvory pro montáž k základně a otvory pro montáž držáku motoru jsou v krytu ponechány.



Obr. 3.8– Kryt po optimalizaci

#### Příruba ložiska

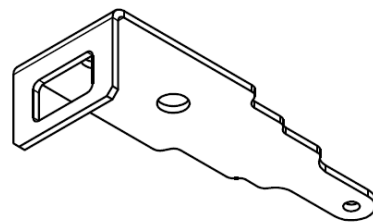
Příruba pro držení ložiska se po inovaci montuje ke krytu společně s držákem motoru. Oproti původnímu provedení se tedy ušetří dva šrouby. Zároveň díky symetrii příruby podle středu bude ulehčena její montáž. Tyto faktory přispívají ke snížení nákladů celého mechanismu a ke zefektivnění jeho montáže.



Obr. 3.9 – Příruba po optimalizaci

### **Posuvník**

Již dříve zmíněný posuvník je opatřen obdélníkovou drážkou, aby se mohl se zubem otáčet a zároveň ho posouvat. Otvory pro montáž zubu jsou ponechány.



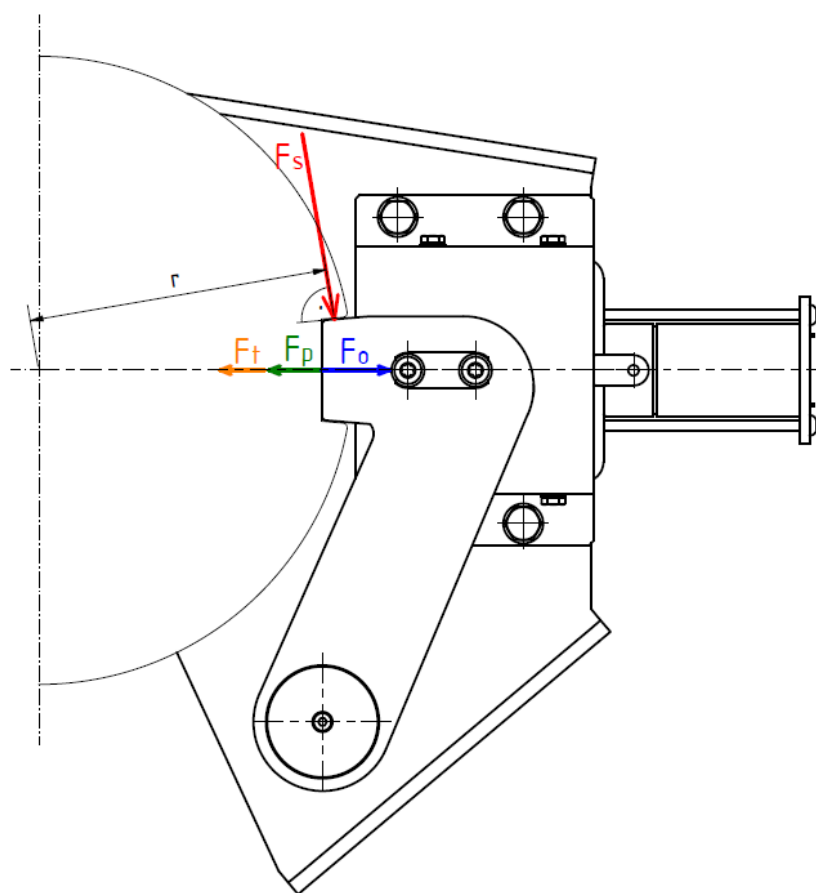
*Obr. 3.10 – Posuvník po optimalizaci*

## 4 Výpočty

Síly působící na mechanismus je nutno počítat pro dva stavy namáhání. Zprvce pro zamčený stav, kdy už je buben zastavený a působí na zub jen statickou silou. Zadruhé pro stav v průběhu zamykání, kdy na zub od bubnu po velmi krátkou dobu působí velká rázová síla.

### 4.1 Výpočet sil v zamčeném stavu

Silový rozbor mechanismu v zamčené pozici je zobrazen na obr. 4.1, kde  $F_s$  je statická síla působící od bubnu pračky,  $F_t$  je třecí síla vyvolaná statickou silou a převedená do vodorovné osy,  $F_p$  je síla od pružiny a  $F_o$  je síla působící od motoru na závitu pohybové matice. V rámci tohoto stavu je třeba provést dvě kontroly. Zprvce se kontroluje, zda motor dokáže vysunout zub z drážky v blokovacím disku. Druhou kontrolou je samosvornost zubu v drážce.



Obr. 4.1 – Silový rozbor mechanismu v zamčené pozici

### 4.1.1 Výpočet statické síly z krouticího momentu

Statická síla  $F_s$  je určena z naměřeného krouticího momentu, kdy na zub působila síla od bubnu s vlhkým prádlem. Tento stav odpovídá možnému namáhání zubu. Moment byl změřen po odstředění s vlhkým prádlem o hmotnosti 112 kg a 60 % nasákavosti v bubnu o hmotnosti 162 kg. K měření byl použit momentový klíč TOHNICHI DB200-S se sériovým číslem 309070T a přesností  $\pm 3 \%$  na šroubu axiálně zajišťujícím řemenici pračky.



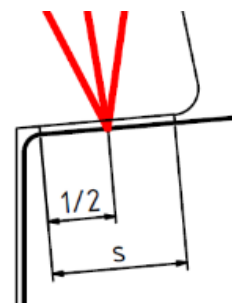
Obr. 4.2 – Průběh měření

Po změření pěti hodnot byla pro výpočet vybrána nejvyšší hodnota krouticího momentu, aby se počítalo s maximální silou. Nejvyšší naměřená hodnota momentu  $M$  byla 110 N·m.

Statická síla  $F_s$  je vypočtena z následující rovnice:

$$M = F_s \cdot r$$

přičemž se předpokládá, že síla  $F_s$  působí v polovině stykové plochy, kde  $s$  je délka stykové plochy (viz obr. 4.3).



Obr. 4.3 - Detail působíště síly

Z toho statická síla je:

$$F_s = \frac{M}{r}$$

kde  $M$  je naměřený krouticí moment a  $r$  je rameno, na kterém síla působí (viz obr. 4.1),  $r = 0,119$  m.

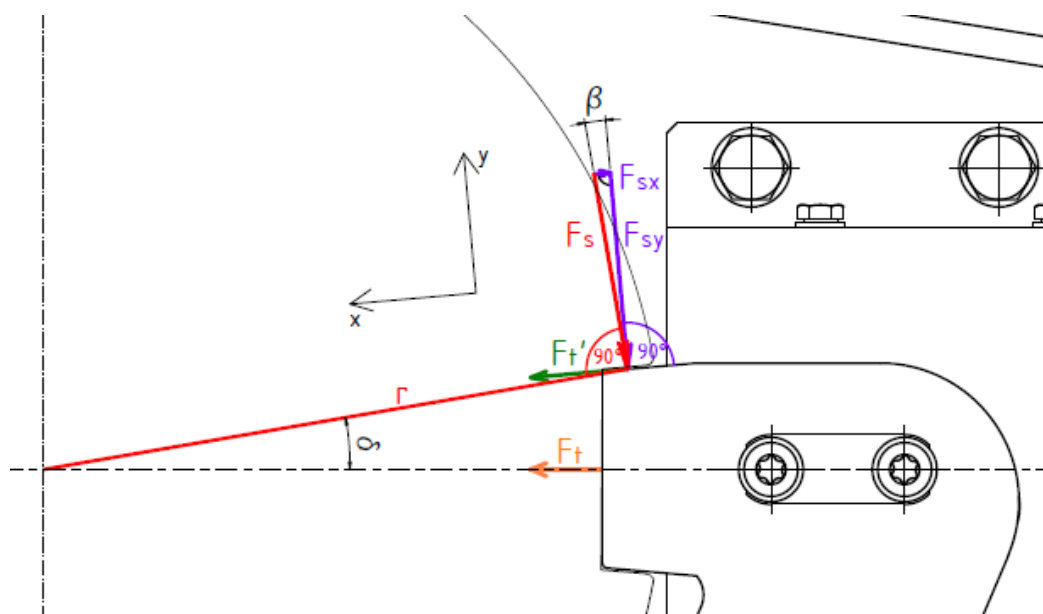


Statická síla je pak:

$$F_s = \frac{M}{r} = \frac{110}{0,119} = 924,4 \text{ N} \quad (4.1)$$

#### 4.1.2 Výpočet třecí síly

Původní třecí síla  $F_t'$  (na obr. 4.4 zeleně) vzniká mezi boční hranou zubu a bokem drážky v blokovacím disku vlivem statické síly  $F_s$  (červeně). Pro další účely je ale třeba převést původní třecí sílu  $F_t'$  do vodorovné osy, čímž vznikne třecí síla  $F_t$  (oranžově).



Obr. 4.4

Nejdříve je třeba vypočítat původní třecí sílu  $F_t'$  ze statické síly  $F_s$ . Na obr. 4.4 lze vidět, že statická síla  $F_s$  působí kolmo na rameno  $r$ . Není však kolmá na hranu zubu. Pro výpočet původní třecí síly  $F_t'$  je založen lokální souřadný systém s osou  $x$  rovnoběžnou s hranou zubu. Síla  $F_s$  se rozloží na složky  $F_{sx}$  a  $F_{sy}$  (fialově).

Síla  $F_{sx}$  je pak:

$$F_{sx} = F_s \cdot \sin(\beta) = 924,4 \cdot \sin(4,8) = 77,4 \text{ N} \quad (4.2)$$

kde  $\beta$  je  $4,8^\circ$ .

Síla  $F_{sy}$  je:

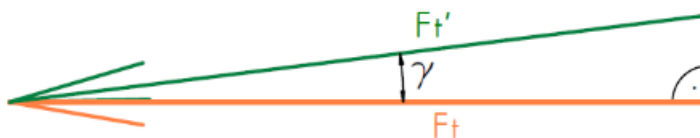
$$F_{sy} = F_s \cdot \cos(\beta) = 924,4 \cdot \cos(4,8^\circ) = 921,2 \text{ N} \quad (4.3)$$

Pro výpočet původní třecí síly  $F_t'$  je síla  $F_{sy}$  normálovou silou. Síla  $F_t'$  je pak:

$$F_t' = F_{sy} \cdot f_{zb} - F_{sx} = 921,2 \cdot 0,25 - 77,4 = 152,9 \text{ N} \quad (4.4)$$

kde  $f_{zb}$  je součinitel smykového tření na zubu, hodnota byla dodána spolupracující firmou.

Pro další účely (viz kapitola 4.1.4) se původní třecí síla  $F_t'$  rozloží do absolutního souřadného systému. Podle obr. 4.5 vznikne trojúhelník. Třecí síla  $F_t$  je tedy x-ová složka původní třecí síly.



Obr. 4.5

Třecí síla  $F_t$  je pak:

$$F_t = F_t' \cdot \cos(\gamma) = 152,9 \cdot \cos(5^\circ) = 152,3 \text{ N} \quad (4.5)$$

kde  $\gamma$  je úhel hrany zubu,  $\gamma = 5^\circ$ .

### 4.1.3 Výpočet síly od tlačné pružiny

Tuhost pružiny dodána spolupracující firmou:  $k = 1,56 \text{ N/mm}$

Délka pružiny:  $l_0 = 43 \text{ mm}$

Stlačení pružiny změřeno z modelu:  $l_1 = 24,6 \text{ mm}$

Síla od pružiny:

$$F_p = k \cdot (l_0 - l_1) = 1,56 \cdot (43 - 24,6) = 28,7 \text{ N} \quad (4.6)$$

### 4.1.4 Výpočet síly motoru

V novém řešení mechanismu je ponechán původní elektromotor značky CROUZET MOTORS.

**Parametry elektromotoru** (dodány spolupracující firmou):

Otáčky  $n = 440 \text{ ot. /min}^{-1}$

Krouticí moment  $M_M = 0,5 \text{ Nm}$

Výkon  $P = 3,9 \text{ W}$

**Charakteristika závitu na pohybové matici [5]:**

Závit M6

 $d_{2M6} = 5,350 \text{ mm}$ , stoupání  $P_h = 1 \text{ mm}$ Součinitel smykového tření na závitu  $f_z$  je zvolen z tab. 4.1:Tab. 4.1 – Hodnoty součinitele smykového tření na metrickém závitu  $f_z$  [6]

| $f_z$ [-]    | povrchová úprava šroubu | závit mazán             |
|--------------|-------------------------|-------------------------|
| 0,19 ÷ 0,36  | žádná                   | ne                      |
| 0,16 ÷ 0,24  |                         | olejem                  |
| 0,12 ÷ 0,18  |                         | pastou MoS <sub>2</sub> |
| 0,28 ÷ 0,40  | fosfátový               | ne                      |
| 0,17 ÷ 0,30  |                         | olejem                  |
| 0,13 ÷ 0,17  |                         | pastou MoS <sub>2</sub> |
| 0,10 ÷ 0,185 | Kadmiový                | ne                      |
| 0,10 ÷ 0,17  |                         | olejem                  |
| 0,13 ÷ 0,17  |                         | pastou MoS <sub>2</sub> |

Pro šroub bez povrchové úpravy mazaný pastou MoS<sub>2</sub> je zvolen součinitel smykového tření: $f_z = 0,15$ .

Osová síla se dá vypočítat z třecího momentu v závitech, za který je možno považovat krouticí moment motoru [6]:

$$M_{TZ} = F_{TZ} \cdot \frac{d_2}{2} = F_o \cdot \operatorname{tg}(\Psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} = M_M$$

Z toho osová síla je:

$$F_o = \frac{M_M \cdot 2}{\operatorname{tg}(\Psi + \varphi') \cdot d_2} = \frac{500 \cdot 2}{\operatorname{tg}(3,405^\circ + 9,826^\circ) \cdot 5,35} = 795 \text{ N} \quad (4.9)$$

kde úhel stoupání  $\Psi$  je [6]:

$$\Psi = \operatorname{arctg}\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{1}{\pi \cdot 5,35}\right) = 3,405^\circ \quad (4.7)$$

a kde třecí úhel  $\varphi$  je [6]:

$$\varphi' = \operatorname{arctg}\left(\frac{f_z}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{0,15}{\cos\left(\frac{60^\circ}{2}\right)}\right) = 9,826^\circ \quad (4.8)$$

### 4.1.5 Kontrola velikosti síly motoru

Při vysouvání zubu z disku musí síla motoru překonat sílu třecí a sílu od pružiny. Musí tedy platit podmínka  $F_o > F_t + F_p$ .

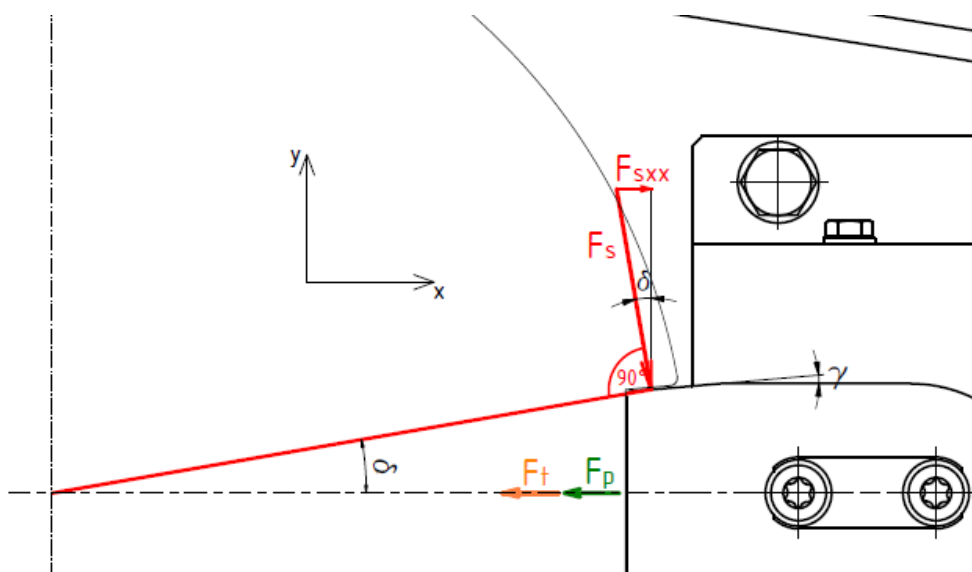
$$795 > 152,3 + 28,7$$

$$795 > 181$$

Podmínka je splněna a motor překoná protipůsobící síly.

### 4.1.6 Kontrola samosvornosti zubu v drážce

V zamčeném stavu musí zub zůstat zaklíněný v drážce a nesmí se vlivem statické síly vysunout. Třecí síla a síla od pružiny tlačí zub do drážky. Vysunout se ho snaží x-ová složka statické síly  $F_{sxx}$  (viz. obr. 4.6). Musí platit podmínka:  $F_t + F_p > F_{sxx}$ .



Obr. 4.6

Síla  $F_{sxx}$  se vypočte následovně:

$$F_{sxx} = F_s \cdot \sin(\delta) = 924,4 \cdot \sin(9,8^\circ) = 157,3 \text{ N} \quad (4.10)$$

kde úhel  $\delta$  je:

$$\delta = \beta + \gamma = 4,8^\circ + 5^\circ = 9,8^\circ$$

Ověření podmínky:

$$F_t + F_p > F_{sxx}$$

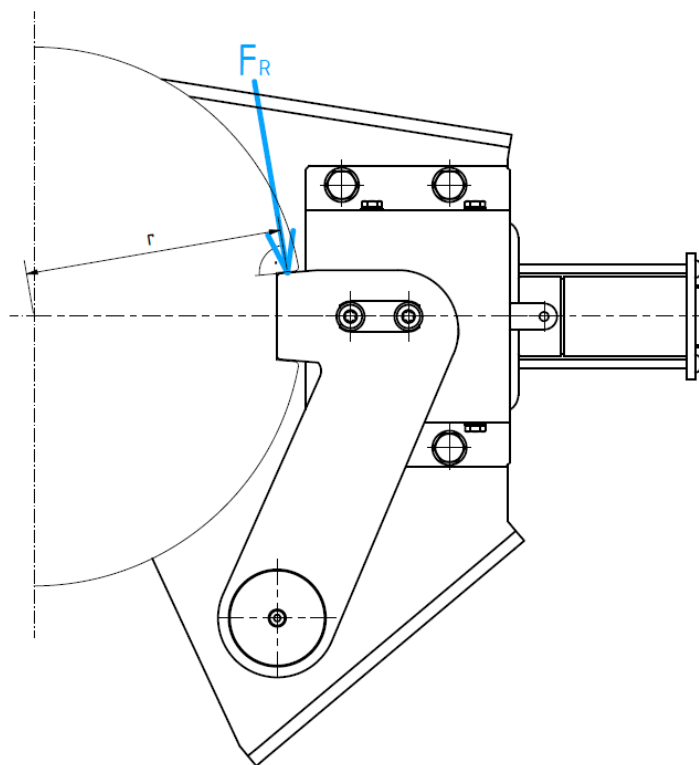
$$152,3 + 28,7 > 157,3$$

$$181 > 157,3$$

Podmínka je splněna, zub je samosvorný.

## 4.2 Výpočet rázové síly pro stav v průběhu zamykání

Během zamykání mechanismu, resp. v okamžiku, kdy zub zajede do drážky, narazí hmota od rotujícího bubnu s prádlem do zubu. To vyvolá velkou rázovou sílu  $F_R$ . Předpokládá se, že tato síla působí ve stejném místě jako síla statická.



Obr. 4.7 – Silový rozbor mechanismu v průběhu zamykání

Tato síla se dá vypočítat ze vzorce pro krouticí moment:

$$M = F_R \cdot r = \varepsilon \cdot I$$

Z toho rázová síla je:

$$F_R = \frac{\varepsilon \cdot I}{r} \quad (4.11)$$

kde  $r$  je rameno, na kterém síla působí,  $\varepsilon$  je úhlové zrychlení bubnu a  $I$  je moment setrvačnosti bubnu s prádlem.

Z těchto tří veličin je známá pouze jedna, a to rameno  $r = 0,119$  mm, které je totožné s ramenem z kapitoly 4.1.1. K získání úhlového zrychlení, resp. zpomalení  $\varepsilon$  bylo provedeno měření obvodového zpomalení blokovacího disku.

#### 4.2.1 Měření obvodového zpomalení blokovacího disku

Měření probíhalo při polohování bubnu za použití původního polohovacího mechanismu po pracím cyklu se 112 kg vlhkého prádla s 60 % nasákavostí. Zpomalení bylo naměřeno akcelerometrem DeltaTron typu 4507 B 004 se sériovým číslem 33555 a s měřicím rozsahem  $\pm 700$  m/s<sup>2</sup>. Akcelerometr byl uchycen těsně k blokovacímu elementu, resp. těsně k působišti rázové síly.



*Obr. 4.8 – Měření zpomalení blokovacího disku*

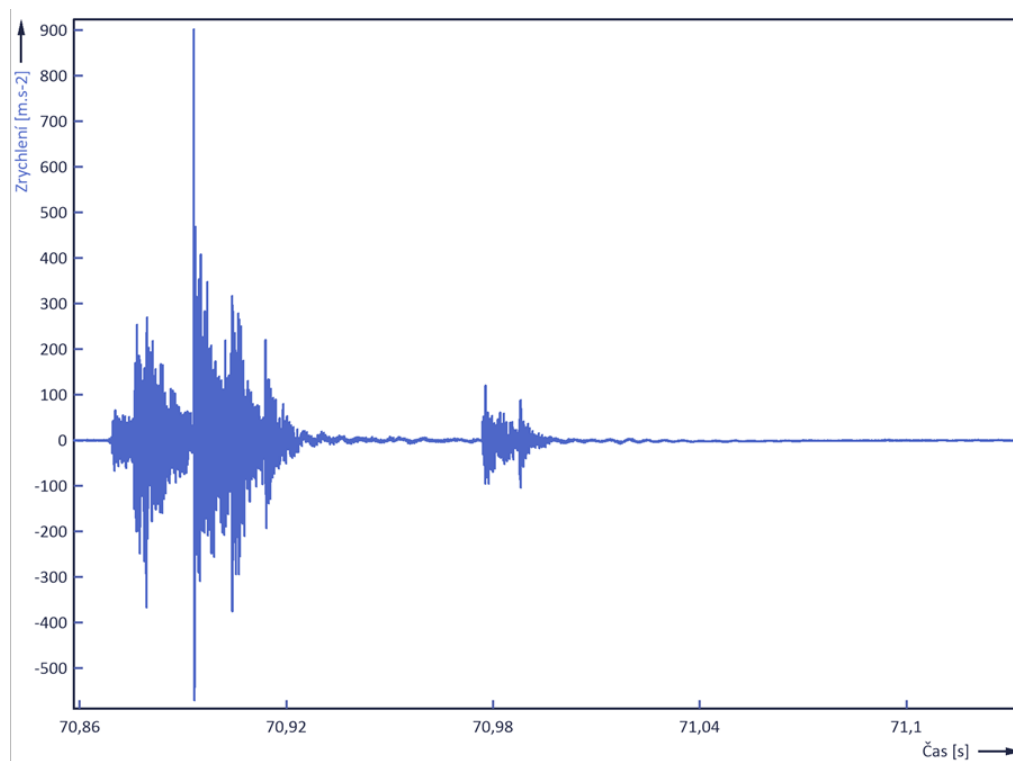
Bylo naměřeno 15 hodnot zpomalení (viz tab. 4.2).

Tab. 4.2 – Naměřené hodnoty zpomalení

| Měření | Zpomalení $a$ [m/s <sup>2</sup> ] |
|--------|-----------------------------------|
| 1      | 199,6                             |
| 2      | 458,9                             |
| 3      | 224,5                             |
| 4      | <b>902,5</b>                      |
| 5      | 332,4                             |
| 6      | 676                               |
| 7      | 267,1                             |
| 8      | 264,6                             |
| 9      | 471,1                             |
| 10     | 262,4                             |
| 11     | 660,2                             |
| 12     | 785,7                             |
| 13     | 696,1                             |
| 14     | 692,1                             |
| 15     | 295,5                             |

Pro výpočet rázové síly je z naměřených hodnot vybrána ta nejvyšší hodnota zpomalení, tj.

$a_0 = 902,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ . Průběh měření tohoto zpomalení je na obr. 4.9.



Obr. 4.9 – Graf naměřené hodnoty

Trvání první špičky rázu zastavení bubnu je  $t_0 = 5 \cdot 10^{-5} \text{ s}$ .

### 4.2.2 Výpočet rázové síly

Použitím silentbloku v podobě pouzdrové pružiny dojde k utlumení rázové síly. Uvažuje se stokrát delší první špička rázu při zastavení bubnu tj.:

$$t = t_0 \cdot 100 = 5 \cdot 10^{-5} \cdot 100 = 5 \cdot 10^{-3} \text{ s}$$

Z následující rovnice plyne, že obvodové zpomalení je stokrát menší:

$$a = \varepsilon \cdot r = \frac{\omega}{t} \cdot r = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot r}{60 \cdot t} = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot r}{60 \cdot t_0 \cdot 100} \quad (4.12)$$

Pro výpočet rázové síly je tedy vybraná hodnota obvodového zpomalení podělena stem:

$$a = \frac{a_0}{100} = \frac{902,5}{100} \cong 9,03 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$$

Úhlové zpomalení  $\varepsilon$  je vypočítáno následovně:

$$\varepsilon = \frac{a}{r_m} = \frac{9,03}{0,12} = 75,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (4.13)$$

kde  $r_m = 0,12 \text{ m}$  je poloměr, na kterém bylo měření prováděno.

Pro výpočet rázové síly ze vztahu 4.11 ještě schází zjistit moment setrvačnosti bubnu s prádlem. Moment setrvačnosti  $I$  byl orientačně zjištěn v programu Inventor Professional z vlastností modelu bubnu s prádlem. Parametry modelu tvořila hmotnost bubnu 162 kg a hmotnost mokrého prádla 112 kg s nasákavostí 60 %.

Hodnota momentu setrvačnosti bubnu s prádlem  $I$  vyšla  $27 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ .

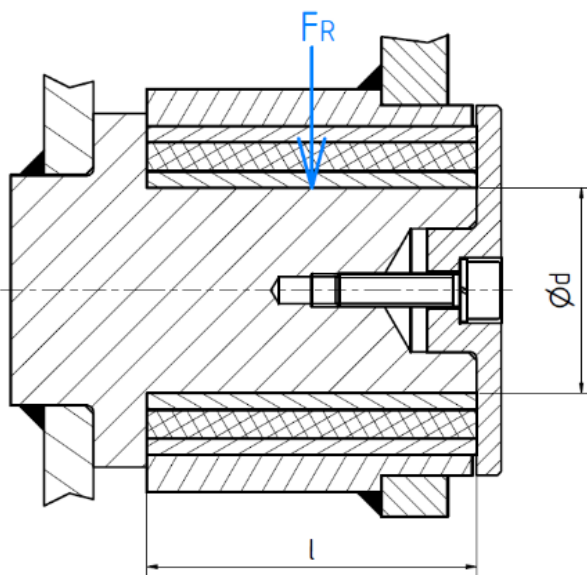
Výpočet rázové síly  $F_R$  ze vztahu 4.11 je následující:

$$F_R = \frac{\varepsilon \cdot I}{r} = \frac{75,3 \cdot 27}{0,119} = 17\,085 \text{ N} \quad (4.14)$$



### 4.2.3 Kontrola čepu na otláčení od rázové síly

Přenesení se rázová síla ze zubu do oblasti čepu, vlivem pouzdrové pružiny se rozloží na délku  $l$  a průměr  $d$ . Dá se tedy říct, že její působíště je v polovině délky  $l$ . V této oblasti bude na čep působit od rázové síly tlak. Čep je tedy třeba zkontrolovat na otláčení od rázové síly.



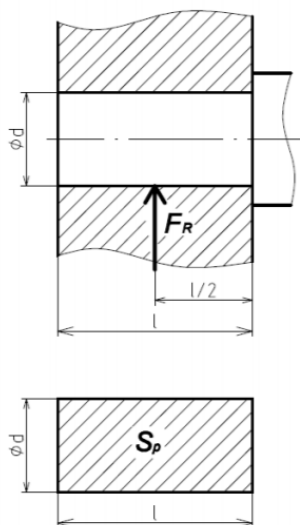
Obr. 4.10 – Působení rázové síly na čep

U kontroly čepu se vychází z rovnice:

$$p = \frac{F}{S} \leq p_D$$

kde silou  $F$  je rázová síla  $F_R = 17\,085\text{ N}$ .

Plocha  $S$  je podle obr. 4.11 plochou průmětu čepu to roviny.



Obr. 4.11 – Výpočet plochy [7]

Délka  $l$  je v tomto případě 40 mm a průměr  $d$  je 25 mm.

Plocha  $S$  je tedy:

$$S = d \cdot l = 25 \cdot 40 = 1000 \text{ mm}^2 \quad (4.15)$$

Tlak působící na čep je pak:

$$p = \frac{F_R}{S} = \frac{17085}{1000} = 17,1 \text{ MPa} \quad (4.16)$$

Dovolený tlak  $p_D$  pro ocel ČSN 14 220.6 je 95 MPa [8].

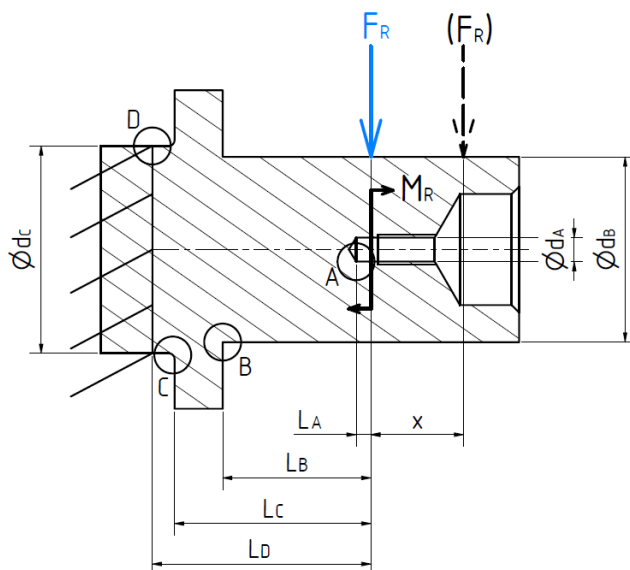
$$17,1 < 95$$

$$p < p_D$$

Tlak na čep  $p$  je menší než dovolený tlak  $p_D$ . Čep z oceli 14 220.6 vyhovuje zatížení.

#### 4.2.4 Kontrola čepu na ohyb od rázové síly

Čep je nalisován do základny a pojištěn koutovým svarem. Rázová síla působí vlivem pouzdrové pružiny v polovině její délky stejně jako v kapitole 4.2.3 a namáhá čep na ohyb. Čep je mimo to namáhán i momentem  $M_R$ . Ten je vyvozen rázovou silou v místě poloviny tloušťky ramene, což by bez použití pouzdrové pružiny bylo působiště síly. Na čep je možno se dívat jako na vetknutý nosník rozličných průřezů. Každá změna průřezu je kritickým místem a ohybové napětí se tak musí vypočítat pro každé kritické místo zvlášť. Čep s vyznačenými kritickými místy A-D je zobrazen na obr. 4.12, kde D je místo vetknutí.



Obr. 4.12 – Kritická místa na čepu

Obecný výpočet ohybového napětí je:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F \cdot L_i}{\frac{\pi}{32} \cdot d_i^3}$$

kde  $M_o$  je ohybový moment,  $W_o$  je průřezový modul v ohybu,  $F$  je rázová síla,  $L_i$  je rameno síly v daném místě a  $d_i$  je průměr čepu v daném místě.

Pro výpočty ohybových napětí v místech A až D je třeba k ohybovému momentu  $M_o$  připočíst moment  $M_R$ . V působišti rázové síly působí pouze moment  $M_R$ .

Hodnota momentu  $M_R$  je:

$$M_R = F_R \cdot x = 17085 \cdot 12,5 = 213\,562,5 \text{ Nmm} \quad (4.17)$$

kde rameno  $x$  je 12,5 mm.

**Výpočet ohybového napětí v místě působení síly:**

$$\sigma_{oF_R} = \frac{M_R}{\frac{\pi}{32} \cdot (d_B - d_A)^3} = \frac{213\,562,5}{\frac{\pi}{32} \cdot (25 - 3,242)^3} = 211,2 \text{ MPa} \quad (4.18)$$

kde průměrem je rozdíl vnějšího průměru čepu  $d_B = 25$  mm a průměru  $d_A$ , který je průměrem závitu M4  $d_{M4} = 4$  mm.

**Výpočet ohybového napětí pro místo A:**

$$\sigma_{oA} = \frac{F_R \cdot L_A + M_R}{\frac{\pi}{32} \cdot (d_B - d_A)^3} = \frac{17085 \cdot 2 + 213\,562,5}{\frac{\pi}{32} \cdot (25 - 3,242)^3} = 245 \text{ MPa} \quad (4.19)$$

kde rameno síly  $L_A$  je 2 mm.

**Výpočet ohybového napětí pro místo B**

$$\sigma_{oB} = \frac{F_R \cdot L_B + M_R}{\frac{\pi}{32} \cdot d_B^3} = \frac{17085 \cdot 20 + 213\,562,5}{\frac{\pi}{32} \cdot 25^3} = 362 \text{ MPa} \quad (4.20)$$

kde rameno síly  $L_B$  je 20 mm.

**Výpočet ohybového napětí pro místo C**

$$\sigma_{oC} = \frac{F_R \cdot L_C + M_R}{\frac{\pi}{32} \cdot d_C^3} = \frac{17085 \cdot 26,5 + 213\,562,5}{\frac{\pi}{32} \cdot 28^3} = 309,2 \text{ MPa} \quad (4.21)$$

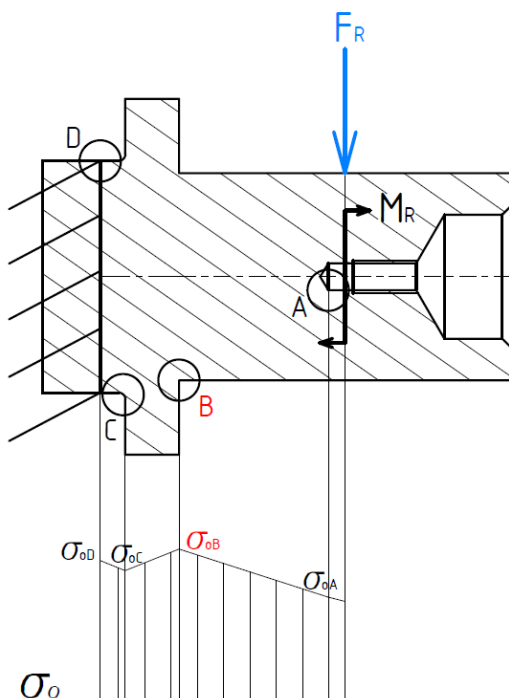
kde rameno síly  $L_C$  je 26,5 mm a průměr  $d_C$  je 28 mm.

**Výpočet ohybového napětí pro místo D**

$$\sigma_{oD} = \frac{F_R \cdot L_D + M_R}{\frac{\pi}{32} \cdot d_c^3} = \frac{17085 \cdot 29,5 + 213\,562,5}{\frac{\pi}{32} \cdot 28^3} = 333 \text{ MPa} \quad (4.22)$$

kde rameno síly  $L_D$  je 29,5 mm.

Průběh ohybových napětí v čepu je zobrazen na obr. 4.13.



Obr. 4.13 – Průběh ohybových napětí

Nejvyšší hodnota ohybového napětí vychází v místě B, tj.  $\sigma_{oB} = 362 \text{ MPa}$ . Aby čep vyhověl kontrole, musí platit podmínka:  $\sigma_{oB} < \sigma_{DOV}$ .

Dovolené ohybové napětí se vypočte z meze kluzu materiálu čepu  $Re_{14\,220,6} = 590 \text{ MPa}$  [5] a zvolené bezpečnosti  $k$ . Vzhledem k relativně nízkému počtu cyklů zamčení mechanismu (dva cykly během jednoho pracovního procesu z toho jeden cyklus s prázdným bubnem), je zvolena bezpečnost  $k = 1,5$ .

Výpočet dovoleného ohybového napětí je pak:

$$\sigma_{oDOV} = \frac{Re}{k} = \frac{590}{1,5} = 393 \text{ MPa} \quad (4.23)$$

Ověření podmínky:

$$362 < 393$$

$$\sigma_{oB} < \sigma_{DOV}$$

Nejvyšší ohybové napětí v čepu  $\sigma_{oB}$  je menší než dovolené napětí  $\sigma_{DOV}$ . Čep vyhovuje ohybovému namáhání.

## 5 Závěr

V této bakalářské práci byla řešena optimalizace polohovacího mechanismu bariérových pracích strojů. Optimalizace spočívala v náhradě posuvného uložení blokovacího elementu za rotační uložení. Blokovací element je po optimalizaci uložen na čepu připevněném k základně mechanismu. Čep bylo nutno řešit pro dva stavy namáhání, a to pro zamčený stav a pro stav v průběhu zamykání.

V zamčeném stavu byla zkontrolována velikost síly motoru, aby bylo jisté, že motor dokáže vytrhnout element z drážky v blokovacím disku. Dále byla zkontrolována samosvornost blokovacího elementu, který by mohl být vlivem statické síly vytlačen z drážky. Obě podmínky byly splněny.

Součástí práce bylo měření obvodového zpomalení bubnu pračky. Toto měření bylo klíčové k výpočtu rázové síly pro stav v průběhu zamykání. Z důvodu příliš velké rázové síly byl do konstrukce umístěn silentblok v podobě pouzdrové pružiny. Tento silentblok rázovou sílu utlumil. Čep byl následně zkontrolován na otláčení od této síly a kontrole vyhověl. Dále byl zkontrolován na ohyb, neboť je vlivem rázové síly ohýbán. Kontrola byla provedena v místě čepu s největší koncentrací ohybového napětí. Bezpečnost čepu byla zvolena 1,5 a čep této kontrole vyhověl.

Z výše uvedených kontrol a jejich splnění vyplývá, že mechanismus bezpečně odolá namáhání. Zároveň je schopen plnit základní funkce polohovacího mechanismu bariérových pracích strojů. Vzhledem k použití elektromotoru z původního provedení je splněn i poslední bod cílů práce.

Mimoto je optimalizovaný mechanismus možno aplikovat na již vyrobené prací stroje. Většinu úprav původních komponent je možno provést dodatečně. Zároveň byl optimalizací snížen počet použitých šroubů. Tyto kroky přispěly k hospodárnosti a zefektivnění výroby.

Výkres sestavy se souhlasem vedoucího práce není k práci přiložen, protože obsahuje duševní vlastnictví spolupracující firmy.

## 6 Seznam příloh

| <b>Příloha</b> | <b>Druh dokumentu</b> | <b>Název</b> | <b>Číslo dokumentu</b> |
|----------------|-----------------------|--------------|------------------------|
| Příloha A      | Výrobní výkres        | Základna     | PM-01.01               |
| Příloha B      | Výrobní výkres        | Zub          | PM-02.01               |

## 7 Citace

- [1] DOMUS Laundry CZ s.r.o. *Hygienické pračky, bariérové pračky* [online]. Rýmařov: DOMUS Laundry CZ s.r.o., ©. [Cit. 9. 5. 2019]. Dostupné z: <http://www.pradelenska-zarizeni.cz/cz/kategorie/hygienicke-pracky-barierove-pracky-.aspx>
- [2] Primus. *MB70* [online]. Alliance Laundry CE s.r.o.: ©2018. [Cit. 9. 5. 2019]. Dostupné z: [https://www.primuslaundry.com/cs/the\\_products/mb70-2/](https://www.primuslaundry.com/cs/the_products/mb70-2/)
- [3] ALLIANCE LAUNDRY SYSTEMS a HRUDIČKOVÁ, Tereza. *Technická zpráva*. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2019.
- [4] Rubena. Pouzdrové pružiny. *Rubena Always Innovation* [online]. Trelleborg Bohemia a. s., ©2017. [Cit. 28. 4. 2019]. Dostupné z: <https://eshop.rubena.cz/pouzdrove-pruziny/c-2249/>
- [5] LEINVEBER, Jan a VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. 1. vydání. Úvaly: ALBRA – pedagogické nakladatelství, 2003. ISBN 80-86490-74-2.
- [6] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy stojů pro bakaláře. Části spojovací*. Dotisk 1. vydání. Ostrava: VŠB – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA, 2008. ISBN 978-80-248-1290-8
- [7] ŠČERBOVÁ, M. a PAVELKA V. *Kontrola stykových na otlačení* [online]. 13. dubna 2013 [cit. 28. 4. 2019]. Dostupné z: [https://www.spszengrova.cz/texty/texty/MEC/12\\_MEC\\_KONTROLA\\_STYKOVYCH\\_PLOCH\\_NA\\_OTLACENI\\_2\\_ROCNIK-UT.pdf](https://www.spszengrova.cz/texty/texty/MEC/12_MEC_KONTROLA_STYKOVYCH_PLOCH_NA_OTLACENI_2_ROCNIK-UT.pdf)
- [8] Pártl Gear s. r. o. *Základní dovolené napětí pro ohyb  $s_{D0}$  a pro otlačení  $s_{Dd}$* . [online]. Pártl Gear s. r. o., ©2013. [Cit. 28. 4. 2019]. Dostupné z: [http://www.ozubeni.cz/?gclid=EALalQobChMlxeXUqu7y4QIVEUTTCh26oQgKEAAYASAAEgKgtvD\\_BwE](http://www.ozubeni.cz/?gclid=EALalQobChMlxeXUqu7y4QIVEUTTCh26oQgKEAAYASAAEgKgtvD_BwE)